Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 36, 1, 2024. (97-114)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Evaluation of Energy and Exergy of a Parabolic Trough Solar Collector Equipped with Internal Fin and Star Turbulator Absorber Tube

Research Article

Farhad Vahidinia[1]

DOI: 10.22067/jacsm.2023.83484.1199

1-Introduction

Solar energy is very necessary to overcome the energy crisis due to the importance of using applied renewable energy, such as solar energy, in the household sector, agriculture, and the development of solar power plants. Concentrating solar power plants equipped with parabolic trough solar collectors are considered the most proven and common types of solar power plants in the world. One of the ways to improve the performance of this type of collector is to use fins inside the absorber tube to increase the heat transfer area and generate turbulences in the fluid flow. Studies show that placing fins inside the absorber tube augments heat transfer. Reddy and Satyanarayana numerically studied the performance of a parabolic trough solar collector by placing a porous fin inside the absorber tube. Four types of rectangular, triangular, trapezoidal, and circular fins are applied. Their study showed that a collector with a trapezoidal finned absorber tube has better performance than other structures. Using a turbulator inside the absorber tube of solar collectors, in addition to increasing flow disturbances and heat transfer rate, also leads to a rise in pressure drop and pumping power. Bellos and Tzivanidis used three types of absorber tubes, finned, equipped with twisting strips, and equipped with perforated plates to evaluate the thermal and hydrodynamic performance of a parabolic trough solar collector. They concluded that the highest enhancement for thermal efficiency is obtained when the collector is equipped with the finned absorber tube.

The simultaneous use of a rectangular internal longitudinal fin for increasing the heat transfer surface and a star-shaped turbulator for improving the disturbances inside the absorber tube is a new method. For this purpose, in this paper, the performance of the parabolic trough solar collector equipped with finned and turbulator absorber tube was numerically studied based on the energy, hydrodynamic, and exergy approaches. Moreover, the effect of augmenting and reducing the length of internal fins and star-shaped turbulators on the performance of the collector was also investigated. Considering that the star-shaped turbulator is composed of rectangular fins, the absorber tube containing the internal fin and the star-shaped turbulator is named a combined fin absorber tube. Consequently, three types of combined fin absorber tubes are discussed here.

2-Solar Collector Specifications and Numerical Solution Method

The parabolic trough solar collector module in this study is LS-2. In this study, for this collector, a new absorber tube equipped with an internal fin and a star-shaped turbulator named a combined fin absorber tube is introduced. The effect of this structural change on the collector performance has been studied. The schematic view of this new absorber tube is shown in Fig. 1. L_f indicates the length of the inner fins and L_{sf} represents the length of the star-shaped turbulator fins. The inner diameter of the absorber tube is 66 mm and its outer diameter is 70 mm. Moreover, the inner diameter of the glass cover is 109 mm. The length of internal fins and star-shaped turbulator fins is assumed in the range of 0-20 mm and their thickness is 2 mm. The space between the absorber tube and the glass cover is vacuum. Fluid flow is steady state and the flow regime is turbulent. In this study, realizable k-ε was used to model the turbulent flow.

The working fluid used in this study is Dowtherm A. In order to solve the governing equations, Ansys-Fluent software, which solves the continuity, momentum, and energy equations based on the finite volume method, is used. The SIMPLE algorithm is applied for coupling pressure and velocity. Due to the turbulence of the fluid flow, to consider the effects near the wall, the value of y+ must be lower than 1. Furthermore, the results obtained from Ansys-Fluent software were validated with the experimental results of Dudley et al. The highest relative difference was 5.66% and the average relative difference was 1.96%, showing the high accuracy of the simulation code used in this study.

3- Results and Discussion

The analysis and evaluation of the results for the comparative study of collector combined with fin absorber tube has been discussed in six different types of absorber

*Manuscript received: August 13, 2023. Revised, November 24, 2023, Accepted, December 5, 2023.

[1] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Zabol, Zabol, Iran. **Email**: f.vahidinia@uoz.ac.ir

tubes for T=600 K and Reynolds number in the range of 2×10^4 to 10^5. Fig. 2 shows the energy efficiency of the collector for the smooth, finned, turbulator, and combined fin absorber tubes in terms of Reynolds number. As shown in Fig. 2, the highest values of energy efficiency are related to the combined fin absorber tube with large internal fin length and short turbulator fin length (i.e., L_f=20 mm, L_{sf}=5 mm). Following, the internal fin absorber tube (i.e., L_{sf}=0 mm, L_f=20 mm) and the lowest energy efficiency values are related to the smooth absorber tube. The highest enhancement of energy efficiency is related to the combined fin absorber tube with large internal fins and is 5.96%, which occurs at the lowest Reynolds number, followed by the internal fin absorber tube with an improvement of 5.12%.

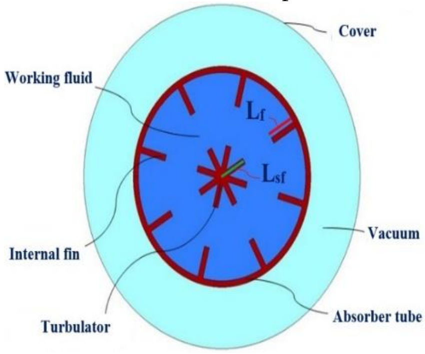


Fig 1. Schematic view of a receiver equipped with the combined fin absorber tube

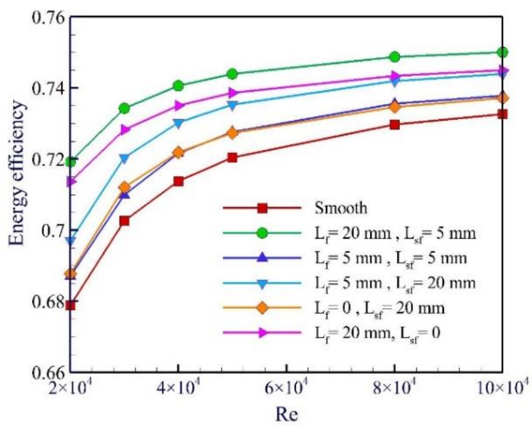


Fig. 2. Energy efficiency of the collector in terms of Reynolds number for different absorber tubes

Exergy efficiency is one of the important parameters for evaluating solar collectors. Fig. 3 shows the exergy efficiency of the collector for different absorber tubes. According to Fig. 3, the exergy efficiency of the collector with the combined fin absorber tube with large internal fins has the highest values, followed by the internal fin absorber tube and the combined fin absorber tube with the large turbulator.

On the other hand, the exergy efficiency of the collector with finned and turbulator absorber tube is always higher than the smooth absorber tube. The highest enhancement in exergy efficiency is related to the combined absorber tube with large internal fins and is in the range of 2.52%-6.76%.

Fig. 4 shows performance evaluation criteria for finned and turbulator absorbent tubes compared to smooth absorber tubes. The highest PEC values are obtained by L_{sf}=5 mm and L_f=20 mm in the range of 1.45-1.62, and the lowest values correspond to L_{sf}=20 mm and L_f=0 mm in the range of 0.79-0.84. On the other hand, PEC values for L_{sf}=20 mm and L_f=5 mm are less than 1. According to these results, it can be seen that using the turbulator with large fins is not suitable based on these criteria and a turbulator with short fins should be used.

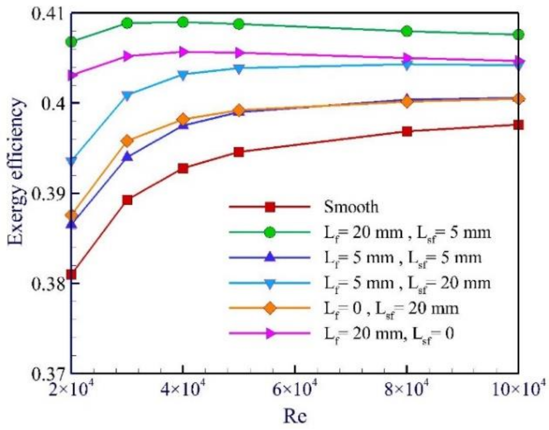


Fig. 3. Exergy efficiency of the collector in terms of Reynolds number for different absorber tubes

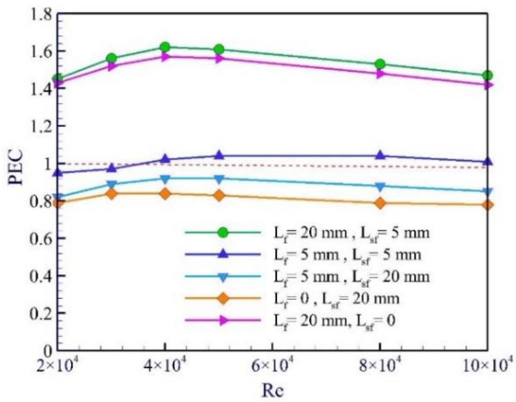


Fig. 4. Performance evaluation criteria for internal fin, turbulator, and combined fin absorber tubes compared to the smooth absorber tube

4- Conclusions

In this article, the energy and exergy performance of a parabolic trough solar collector in six different types of absorber tubes were numerically studied. After evaluating the results, it was observed that the energy and exergy efficiencies of the collector increased with a rise in the Reynolds number, and the highest enhancement in energy and exergy efficiencies obtained when using finned and turbulator absorber tubes instead of smooth absorber tubes were 5.96% and 6.76%, respectively. This enhancement is related to the combined fin absorber tube with large internal fins. The highest value of the performance evaluation criterion was 1.62, which was related to the combined fin absorber tube with large internal fins. Moreover, PEC values for absorber tubes equipped with turbulators with large fins are less than 1. This issue shows the inappropriateness of using the turbulator with large fins in the parabolic trough solar collectors. On the other hand, the Reynolds number of 4×10^4 is an optimal operating point for the parabolic trough solar collector equipped with the combined fin absorber tube with large internal fins.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دانشگاه فردوسی مشهد

ارزیابی انرژی و اگزرژی یک کلکتور خورشیدی سهموی مجهز به لوله جاذب پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای

مقاله پژوهشی

فرهاد وحیدی نیا [(۱)]

چکیده در این مقاله، عملکرد انرژی و اگزرژی یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی حاوی روغن حرارتی با دریافت کننده مجهز به پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای شکل به صورت عددی مطالعه شده است. جریان سیال داخل لوله جاذب کلکتور به صورت مغشوش و عدد رینولدز در بازه 2×10^4 تا 10^5 در نظر گرفته شده است. به منظور شبیه‌سازی جریان سیال از نرم‌افزار انسیس- فلوئنت استفاده شده است. در این مقاله از یک لوله جاذب جدید مجهز به پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای شکل با پره‌های طولی مستطیلی استفاده شده و لوله جاذب پره مرکب نامیده شده است. بر این اساس عملکرد انرژی و اگزرژی کلکتور با وجود و یا عدم وجود پره و توربولاتور در داخل لوله جاذب در ۶ حالت مختلف مقایسه و تحلیل شده است. بررسی نتایج نشان داد که کلکتور با لوله جاذب پره مرکب با پره داخلی بزرگ بیشترین بازده انرژی و اگزرژی را دارد. همچنین بیشترین افزایش بازده انرژی و اگزرژی کلکتور هنگام استفاده از این نوع لوله جاذب به‌جای لوله جاذب ساده به ترتیب برابر با ۵/۹۶ و ۶/۷۶ درصد است. از طرفی دیگر نتایج نشان داد که مقادیر معیار ارزیابی عملکرد برای لوله‌های جاذب پره مرکب با پره داخلی بزرگ و لوله جاذب پره داخلی بزرگ‌تر از ۱ و بیشترین مقدار آن ۱/۶۲ نتیجه شد.

واژه‌های کلیدی کلکتور خورشیدی سهموی خطی، لوله جاذب پره مرکب، توربولاتور، اگزرژی، انرژی، معیار ارزیابی عملکرد.

.

Evaluation of Energy and Exergy of a Parabolic Trough Solar Collector Equipped with Internal Fin and Star Turbulator Absorber Tube

Farhad Vahidinia

Abstract *In this paper, the energy and exergy performance of a parabolic trough solar collector containing thermal oil with a receiver equipped with an internal fin and a star shaped turbulator is numerically studied. The fluid flow inside the absorber tube of the collector is turbulent and the Reynolds number is considered in the range of 2×10^4 to 10^5. Ansys-Fluent software was used to simulate the fluid flow. In this study, a new absorber tube equipped with an internal fin and a star shaped turbulator with rectangular longitudinal fins is used and is called the combined fin absorber tube. accordingly, the energy and exergy performance of the collector with or without fin and turbulator inside the absorber tube has been compared and analyzed for 6 different states. The analysis of the results showed that the collector with the combined fin absorber tube with the large internally fin has the highest energy and exergy efficiency. Also, the highest enhancement in the energy and exergy efficiencies of the collector when using this type of absorber tube instead of the smooth absorber are 5.96% and 6.76%, respectively. On the other hand, the results showed that the values of the performance evaluation criteria for the combined fin absorber tube with large internally fins and internally fin absorber tube were greater than 1, and the highest value was 1.62.*

Key Words Parabolic trough solar collector, Combined fin absorber tube. Turbulator, Exergy, Energy, Performance evaluation criteria**.**

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۲/۵/۲۲ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۲/۹/۱۴ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول، استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه زابل، زابل

Email: f.vahidinia@uoz.ac.ir

مقدمه

با توجه به اهمیت استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و وجود ۳۰۰ روز آفتابی در بیش از دو سوم کشور با متوسط تابش ۴/۵ تا ۵/۵ کیلووات ساعت بر مترمربع در روز [1] استفاده از انرژی خورشیدی در بخش خانگی [2]، کشاورزی [3] و همچنین توسعه نیروگاه‌های خورشیدی برای گذر از بحران انرژی بسیار ضروری است. مطالعات نشان می‌دهد که تقریبا تمام قسمت‌های ایران به‌جز مناطق شمالی و شمال غربی کشور برای احداث نیروگاه‌های خورشیدی مناسب هستند [4]. نیروگاه‌های خورشیدی متمرکز کننده حرارتی مجهز به کلکتورهای سهموی خطی از اثبات‌شده‌ترین و رایج‌ترین نوع نیروگاه‌های خورشیدی در جهان محسوب می‌شوند و بهبود عملکرد آن‌ها همواره مورد توجه پژوهشگران بوده است [5]. یکی از راهکارهای بهبود عملکرد این نوع کلکتورها، استفاده از پره در داخل لوله جاذب با هدف افزایش سطح انتقال حرارت و ایجاد اغتشاشات در جریان سیال است. مطالعات نشان می‌دهد که قراردادن پره در داخل لوله جاذب انتقال حرارت را افزایش می‌دهد [6]. در ادامه اغلب مطالعاتی که در این زمینه انجام شده است مورد بررسی قرار می‌گیرد. ردی و ساتیانارایانا [7] با قراردادن پره متخلخل در داخل لوله جاذب عملکرد یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی را به صورت عددی مطالعه کردند. آن‌ها از ۴ نوع پره مستطیلی، مثلثی، ذوزنقه‌ای و دایره‌ای شکل استفاده کردند. مطالعه آن‌ها نشان داد که کلکتور با لوله جاذب پره‌دار ذوزنقه‌ای عملکرد بهتری نسبت به دیگر ساختارها دارد. در یک مطالعه عددی هوانگ و همکاران [8] با ایجاد برآمدگی‌های کروی، فرورفتگی‌های کروی و پره مارپیچی در داخل لوله جاذب یک کلکتور سهموی خطی عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی آن را مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها گزارش کردند که کلکتور مجهز به لوله جاذب با فرورفتگی‌های کروی عملکرد بهتری در افزایش انتقال حرارت نسبت به دو حالت دیگر دارد. بلوس و همکاران [9] با ایجاد پره مستطیل شکل با طول و ضخامت‌های مختلف در داخل لوله جاذب یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی عملکرد آن را به صورت عددی مطالعه کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که بهینه‌ترین عملکرد کلکتور هنگامی رخ می‌دهد که از لوله جاذب پره‌دار با طول پره ۲۰ میلی‌متر و ضخامت ۴ میلی‌متر استفاده شود. در این حالت افزایش بازده حرارتی و معیار ارزیابی عملکرد نسبت به لوله جاذب ساده به ترتیب ۱/۲۷ درصد و ۱/۴۸۳ گزارش شد. آنها در مطالعه عددی دیگری [۱۰] با استفاده از ارزیابی معیار چند هدفه گزارش کردند که لوله جاذب با طول پره ۱۰ میلی‌متر و ضخامت ۲ میلی‌متر بهینه‌ترین حالت است. گانگ و همکاران [11] با قرار دادن آرایه‌های پین فین در داخل لوله جاذب یک کلکتور سهموی خطی به بررسی عددی عملکرد آن پرداختند و نشان دادند که دمای لوله جاذب پره‌دار نسبت به لوله جاذب ساده کمتر است. چنین نتایجی در مطالعه هوانگ و همکاران [12] برای یک لوله جاذب دیمپل‌دار نیز گزارش شده است. کمتر شدن دمای لوله جاذب باعث کمتر شدن تنش‌های حرارتی و متعاقب آن باعث افزایش طول عمر کلکتور می‌شود. لارابا و مبارکی [13] با قراردادن پره طولی مستطیل شکل با ضخامت و طول‌های مختلف در نیمه پایینی لوله جاذب یک کلکتور خورشیدی سهموی نشان دادند که با این روش بازده انرژی کلکتور ۸/۴۵ درصد افزایش می‌یابد. در این مطالعه عددی آن‌ها نشان دادند که پره با طول ۱۵ میلی‌متر و ضخامت ۶ میلی‌متر بهینه‌ترین حالت است.

در یک مطالعه عددی فتوح و همکاران [14] با گرد کردن پایه پره در لوله جاذب پره‌دار یک کلکتور خورشیدی سهموی به بررسی اثر آن بر عملکرد کلکتور پرداختند. نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد که بازده حرارتی و معیار ارزیابی عملکرد کلکتور با لوله جاذب مجهز به پره گرد شده بیشتر از لوله جاذب پره‌دار مستطیل‌شکل است. کورسون [15] اثر پره‌های داخلی طولی با سطح جانبی صاف و سینوسی شکل را بر عملکرد کلکتور سهموی خطی به صورت عددی مطالعه کرد. او گزارش کرد که عدد ناسلت با استفاده از پره‌های تخت و سینوسی شکل به ترتیب ۲۵ و ۷۸ درصد افزایش می‌یابد. با این حال مقادیر معیار ارزیابی عملکرد تقریبا در تمامی بازه‌های عدد رینولدز بررسی شده برای کلکتور با لوله جاذب مجهز به پره سینوسی کمتر از پره صاف است.

مطالعه عددی تأثیر پره بر عملکرد یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی مجهز به لوله جاذب نیم‌دایره‌ای شکل توسط گانگ و همکاران [16] انجام شد. بدین منظور آن‌ها از دو نوع پره سوزنی شکل نازک و بلند و همچنین کوتاه و ضخیم استفاده کردند. آن‌ها گزارش کردند که به طور کلی بازده

حرارتی کلکتور با لوله جاذب پره‌دار بیشتر از نوع ساده است. همچنین نتایج مطالعه آن‌ها نشان داد که بازده حرارتی کلکتور با لوله جاذب مجهز به پره سوزنی شکل نازک و بلند بیشتر از نوع کوتاه و ضخیم است.

آمینا و همکاران [17] با ایجاد پره‌های طولی مثلثی و مستطیلی شکل درون لوله جاذب یک کلکتور سهموی خطی و استفاده همزمان از نانوسیال افزایش انتقال حرارت را مورد ارزیابی قرار دادند. آن‌ها از سیال پایه دو ترم A و نانو ذرات اکسید آلومینیوم، مس، کاربید سیلیسیم و کربن استفاده کردند. نتایج مطالعه عددی آن‌ها مشخص کرد که معیار ارزیابی عملکرد هنگام استفاده از پره‌های طولی مثلثی شکل بیشتر از نوع مستطیلی است. از طرفی دیگر معیار ارزیابی عملکرد هنگام استفاده همزمان از پره و نانوسیال مس- دوترم A دارای بیشترین مقدار در مقایسه با دیگر حالات است. خان و همکاران [18] به بررسی مقایسه‌ای عملکرد کلکتور سهموی خطی با سه نوع لوله جاذب ساده، پره‌دار و مجهز به نوار پیچشی حاوی نانوسیال اکسید آلومینیوم- آب پرداختند. در این مطالعه عددی آن‌ها گزارش کردند که بیشترین افزایش بازده حرارتی با استفاده از ترکیب نانوسیال و نوار پیچشی رخ می‌دهد و مقدار آن ۲/۷۱ درصد است و پس از آن ترکیب پره و نانوسیال با افزایش ۲/۴۴ درصد قرار دارد. بلوس و تیزیوانیدیس [19] با استفاده از سه نوع لوله جاذب پره‌دار، مجهز به نوار پیچشی و لوله جاذب مجهز به صفحات سوراخدار عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی کلکتور خورشیدی سهموی خطی را به روش عددی ارزیابی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که بیشترین افزایش بازده حرارتی نسبت به لوله جاذب ساده هنگامی رخ می‌دهد که کلکتور مجهز به لوله جاذب پره‌دار باشد.

استفاده از توربولاتور در داخل لوله جاذب باعث افزایش اغتشاشات و به دنبال آن افزایش انتقال حرارت می‌شود. از طرفی دیگر افت فشار و توان پمپاژ نیز افزایش می‌یابند. بلوس و همکاران [20] با استفاده از یک توربولاتور ستاره‌ای شکل قرار داده شده درون لوله جاذب یک کلکتور سهموی خطی عملکرد انرژی، هیدرودینامیکی و اگزرژی آن را مورد ارزیابی قرار دادند. بدین منظور آن‌ها از توربولاتور با پره‌های مستطیل شکل در طول و ضخامت‌های مختلف استفاده کردند. مطالعه عددی آن‌ها نشان داد که بیشترین میزان افزایش عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نسبت به لوله جاذب ساده ۶۰ درصد است در حالی که میزان افزایش افت فشار تا ۹۰۰ درصد اتفاق می‌افتد.

استفاده همزمان از پره داخلی طولی مستطیل شکل به منظور افزایش سطح انتقال حرارت و توربولاتور ستاره‌ای شکل به منظور افزایش اغتشاشات در داخل لوله جاذب روش جدیدی است که تا کنون به آن توجه نشده است. به همین منظور در این مقاله عملکرد کلکتور خورشیدی سهموی خطی مجهز به لوله جاذب پره‌دار و توربولاتوردار از دیدگاه انرژی، هیدرودینامیکی و اگزرژی به صورت عددی مطالعه می‌شود. همچنین اثر افزایش و کاهش طول پره‌های داخلی و پره‌های توربولاتور ستاره‌ای شکل بر عملکرد کلکتور نیز بررسی می‌شود. با توجه به اینکه توربولاتور ستاره‌ای شکل از پره‌های مستطیل شکل تشکیل شده است، لوله جاذب شامل پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای شکل، لوله جاذب پره مرکب نام‌گذاری می‌شود که در این مقاله سه حالت لوله جاذب پره مرکب در نظر گرفته شده است.

مشخصات کلکتور خورشیدی و روش حل عددی

کلکتور خورشیدی سهموی خطی مورد تحلیل در مطالعه حاضر مدل LS-2 است که شماتیک آن به همراه ابعاد منعکس‌کننده در شکل (۱) نشان داده شده است. طول کلکتور برابر با ۷/۸ متر و عرض دهانه آن ۵ متر و فاصله کانونی برابر با ۱/۸۴ متر است. در این مطالعه یک لوله جاذب جدیدی مجهز به پره داخلی و توربولاتور ستاره‌ای شکل معرفی شده است که در این مقاله لوله جاذب پره مرکب نام‌گذاری شده و اثر این تغییر ساختار دریافت کننده بر عملکرد کلکتور مطالعه شده است. شماتیک این لوله جاذب جدید در شکل (۲) نشان داده شده است. L_f نشان‌دهنده طول پره‌های داخلی و L_{sf} بیانگر طول پره‌های توربولاتور ستاره‌ای شکل است. قطر داخلی لوله جاذب ۶۶ میلی‌متر و قطر خارجی آن ۷۰ میلی‌متر است. همچنین قطر داخلی پوشش شیشه‌ای ۱۰۹ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. طول پره‌های داخلی و پره‌های توربولاتور ستاره‌ای شکل صفر تا ۲۰ میلی‌متر و ضخامت آن‌ها ۲ میلی‌متر

فرض شده است. فضای بین لوله جاذب و پوشش شیشه‌ای حالت خلأ منظور شده است. جریان سیال به صورت مغشوش و حالت پایا و سیال به صورت تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شده است. بر این اساس معادلات حاکم شامل پیوستگی، ممنتوم و انرژی به ترتیب مطابق با روابط (۱) تا (۳) بیان می‌شوند[21]:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i}=0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\delta_{ij}-\rho\overline{u_i'u_j'}\right)+S_m \quad (۲)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j c_p T\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(k\frac{\partial T}{\partial x_j}+\frac{\mu_t}{\sigma_{h,t}}\frac{\partial\left(c_p T\right)}{\partial x_j}\right)+u_j\frac{\partial p}{\partial x_j}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\left(\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\delta_{ij}-\rho\overline{u_i'u_j'}\right) \quad (۳)$$

در مطالعه حاضر به منظور مدل‌سازی جریان آشفته از مدل دو معادله‌ای realizable k-ε استفاده شده است و معادلات آن به صورت زیر بیان می‌شوند[22]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho k u_j\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon \quad (۴)$$

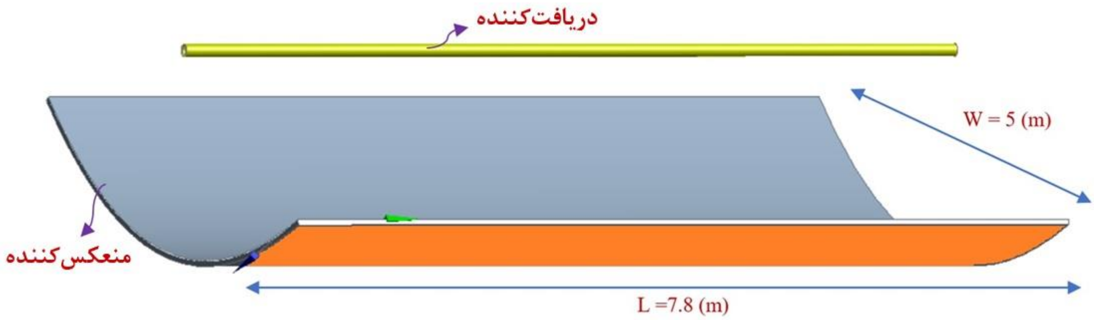
$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\varepsilon u_j\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S\,\varepsilon-\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}} \quad (۵)$$

که در آن k بیانگر انرژی جنبشی آشفتگی، ε نرخ اتلافات و G_k تولید انرژی جنبشی آشفتگی هستند. تولید انرژی جنبشی آشفتگی به صورت زیر تعریف می‌شود [23]:

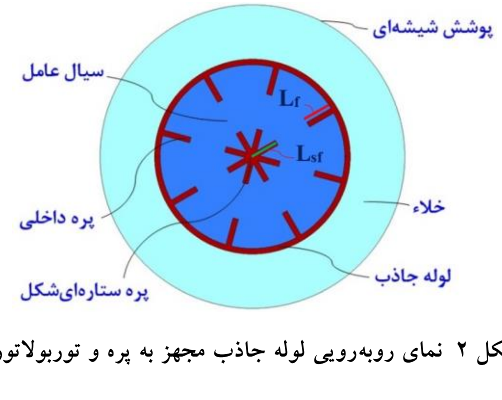
$$G_k=2\mu_t E_{ij}E_{ji} \quad (۶)$$

که در آن E_{ij} بیانگر نرخ تغییر شکل المان سیال است و به صورت زیر بیان می‌شود:

$$E_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (۷)$$



شکل ۱ شماتیک کلکتور خورشیدی سهموی خطی مورد مطالعه



شکل ۲ نمای روبه‌رویی لوله جاذب مجهز به پره و توربولاتور

همچنین σ_k و σ_ε نشان دهنده اعداد پرانتل آشفتگی برای k و ε و به ترتیب معادل ۱ و ۱/۲ هستند. C_1 و C_2 نیز به صورت زیر تعریف می‌شوند [22]:

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta+1}\right] \;,\; C_2 = 1.9 \tag{۸}$$

که در آن پارامتر η به صورت زیر تعریف می‌شود [22]:

$$\eta = \frac{Ek}{\varepsilon} \tag{۹}$$

پارامتر E نیز به صورت زیر بیان می‌شود [22]:

$$E \equiv \sqrt{2E_{ij}E_{ij}} \tag{۱۰}$$

ویسکوزیته آشفتگی یا ادی ویسکوزیته از طریق رابطه زیر مدل‌سازی می‌شود [23]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{۱۱}$$

مساحت دهانه کلکتور بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود[24]:

$$A_a = (W - D_{co})L \tag{۱۲}$$

تشعشع قابل دسترس در دهانه کلکتور به صورت زیر است[25]:

$$Q_s = A_a G_b \tag{۱۳}$$

انرژی جذب شده توسط دریافت کننده مطابق با رابطه زیر محاسبه می‌شود[25]:

$$Q_{abs} = \eta_{op} Q_s \tag{۱۴}$$

که در آن، η_{op} نشان دهنده بازده نوری کلکتور است و بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود[26]:

$$\eta_{op} = \rho_m \gamma \tau \alpha K_\theta \tag{۱۵}$$

که در آن، ρ_m بیانگر ضریب انعکاس منعکس‌کننده، τ ضریب عبور پوشش شیشه‌ای، α ضریب جذب لوله جاذب، γ ضریب دریافت پرتوهای تشعشع برخوردی به لوله جاذب و θ زاویه تابش تشعشع برخوردی به منعکس کننده است. همچنین k بیانگر بهینه‌ساز زاویه برخوردی است و برای کلکتور LS-2 با استفاده از رابطه زیر حاصل می‌شود [27]

$$K_\theta = \frac{1}{\cos\theta}\left(\cos\theta + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2\right) \tag{۱۶}$$

انرژی مفید خروجی از کلکتور و دریافت شده توسط سیال عامل از طریق رابطه زیر محاسبه می‌شود [24]:

$$Q_u = \dot{m} c_p \left(T_{out} - T_{in}\right) \tag{۱۷}$$

که در آن T_{in} و T_{out} به ترتیب دمای ورودی و خروجی سیال عامل (K) و $\dot{m}$ دبی جرمی کلکتور بر حسب (kg/s) هستند.

بازده انرژی کلکتور بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود[28]:

$$\eta_{en} = \frac{Q_u}{Q_s} \tag{۱۸}$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال از رابطه زیر محاسبه می‌شود [24]:

$$h = \frac{Q_u}{\pi D_{ri} L \left(T_r - T_{fm}\right)} \tag{۱۹}$$

که در آن T_r دمای متوسط لوله جاذب (K) و T_{fm} دمای متوسط سیال عامل (K) است. برای محاسبه دمای متوسط سیال عامل رابطه زیر استفاده می‌شود [29]:

$$T_{fm} = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \tag{۲۰}$$

محاسبه عدد ناسلت برای سیال عامل بر اساس رابطه زیر انجام می‌شود:

$$\mathrm{Nu} = \frac{h.D_{ri}}{\lambda} \tag{۲۱}$$

که در آن λ قابلیت هدایت حرارتی سیال عامل است.

عدد رینولدز بر اساس رابطه زیر تعریف می‌شود [30].

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{ri} \mu} \tag{۲۲}$$

پوشش شیشه‌ای در معرض اتلافات حرارتی ناشی از تشعشع با آسمان و اتلافات جابه‌جایی محیط است. شبیه‌سازی این اتلافات در نرم‌افزار با تعریف دمای آسمان و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین پوشش شیشه‌ای و محیط اطراف انجام می‌شود.

دمای آسمان (K) مطابق با رابطه زیر محاسبه می‌شود [31]:

$$T_{sky} = 0.0553 T_{amb}^{1.5} \tag{۲۳}$$

ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین پوشش شیشه‌ای و محیط اطراف (W/m^2K) از طریق رابطه زیر به دست می‌آید[32]:

$$h_{out} = 4 V_{wind}^{0.58} D_{co}^{-0.42} \tag{۲۴}$$

فضای بین پوشش شیشه‌ای و لوله جاذب خلأ در نظر گرفته می‌شود. همچنین دو طرف این فضا شرایط تقارنی فرض

شده است[33]. ضریب صدور پوشش شیشه‌ای ثابت و برابر با ۰/۸۶ و ضریب صدور لوله جاذب تابعی از دما فرض می‌شود و مطابق با رابطه زیر محاسبه می‌شود[34]:

$$\varepsilon_r = 0.05599 + 1.039\times10^{-4}\left(T_r - 273.15\right) + 2.249\times10^{-7}\left(T_r - 273.15\right)^2 \qquad (۲۵)$$

قابلیت هدایت حرارتی لوله جاذب بر اساس رابطه زیر به دست می‌آید [34]:

$$\lambda_r = 14.775 + 0.0153 T_r \qquad (۲۶)$$

معیار ارزیابی عملکرد کلکتور خورشیدی سهموی خطی در توان پمپاژ ثابت کلکتور بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود [35]:

$$\mathrm{PEC} = \frac{\mathrm{Nu}_{finned}/\mathrm{Nu}_{smooth}}{\left(\mathrm{f}_{finned}/\mathrm{f}_{smooth}\right)^{\frac{1}{3}}} \qquad (۲۷)$$

اگزرژی مفید جریان بر حسب رابطه زیر بیان می‌شود [25]:

$$Q_u = Q_u - \dot{m}c_p T_0 \ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right) - \dot{m}T_0 \frac{\Delta p}{\rho T_{fm}} \qquad (۲۸)$$

که در آن T_0 دمای مرجع بر حسب (K) است.

برای محاسبه اگزرژی خورشیدی از رابطه زیر استفاده می‌شود [36]:

$$E_s = Q_s\left[1 - \frac{4}{3}\left(\frac{T_0}{T_{sun}}\right) + \frac{1}{3}\left(\frac{T_0}{T_{sun}}\right)^4\right] \qquad (۲۹)$$

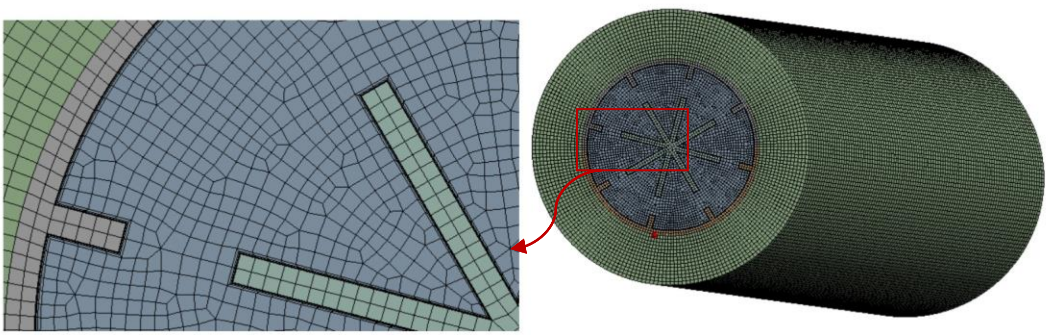
که در آن T_{sun} دمای خورشید است و برابر با ۵۷۷۰ (K) در نظر گرفته شده است [25].

بازده اگزرژی کلکتور بر اساس رابطه زیر محاسبه می‌شود [25]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_u}{E_s} \qquad (۳۰)$$

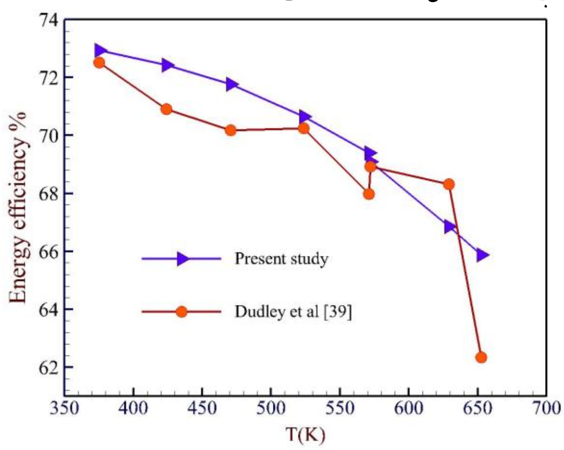
سیال پایه مورد استفاده در این مقاله روغن حرارتی دوترم A است و خواص ترموفیزیکی آن از [37] آورده شده‌اند. همچنین به منظور حل معادلات حاکم از نرم‌افزار انسیس- فلوئنت استفاده می‌شود که روش حل معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و مدل دو معادله‌ای آشفتگی k-ε مبتنی بر روش حجم محدود است. به منظور ارتباط بین فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل استفاده می‌شود. برای گسسته‌سازی معادلات حاکم از طرح‌های تخفیف مرتبه دوم (آپ‌ویند مرتبه دو) استفاده می‌شود. با توجه به مغشوش بودن جریان سیال برای در نظر گرفتن اثرات نزدیک دیواره مقدار y^+ باید برابر با ۱ باشد[38].

در شکل (۳) نمونه‌ای از شبکه‌بندی دریافت‌کننده کلکتور به همراه مش لایه مرزی در نزدیکی پره‌ها و دیواره داخلی لوله جاذب نشان داده شده است. به منظور شبکه‌بندی دامنه حل از نرم‌افزار انسیس- مشینگ استفاده شده است. برای ۶ نوع لوله جاذب با انجام شبکه‌بندی‌های مختلف مناسب‌ترین شبکه انتخاب شده است. به طور مثال مناسب‌ترین شبکه برای لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ (شکل ۳) با تعداد ۱۰۱۲۸۲۴ گره به دست آمد.



شکل ۳ نمونه شبکه‌بندی دریافت‌کننده کلکتور به همراه مش لایه مرزی

در شکل (۴) مقایسه نتایج مستخرج از نـرم‌افـزار انسـیس–فلوئنت با نتایج تجربی دودلی و همکاران [39] برای یـک لولـه جاذب ساده نشان داده شده است.

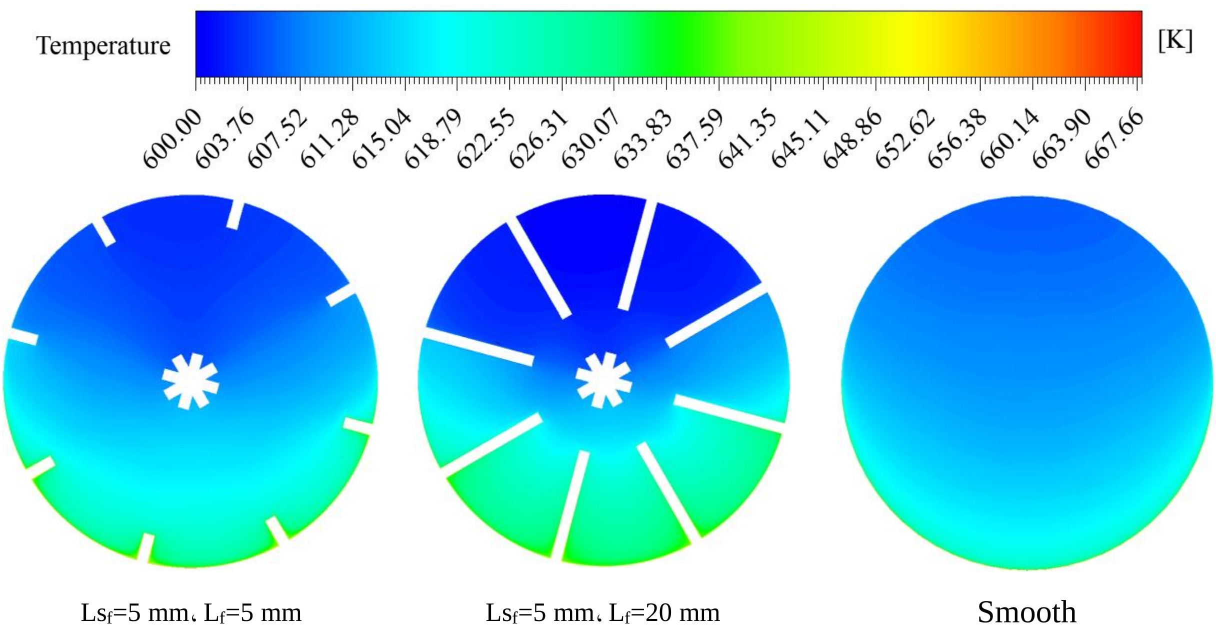


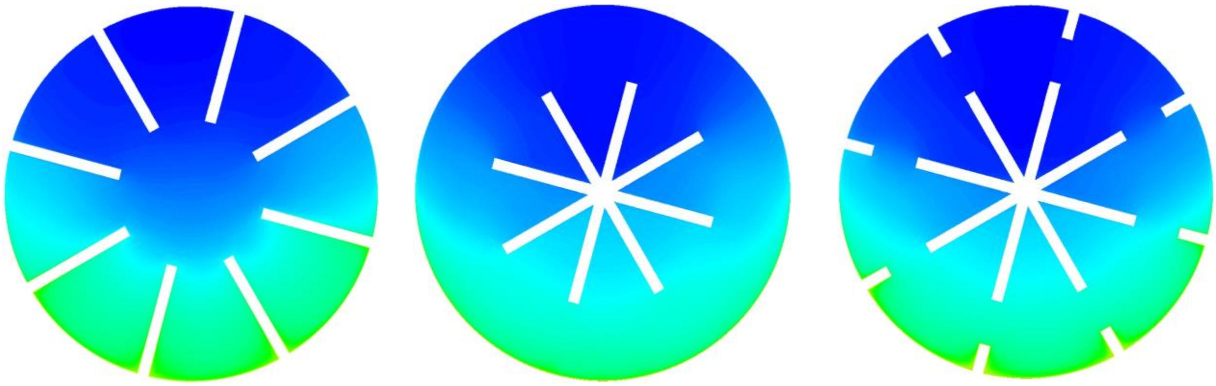
شکل ۴ مقایسه نتایج حل عددی مطالعه حاضر با نتایج تجربی [39]

مطابق با شکل (۴) اختلاف نسبی بین نتایج مطالعـه حاضـر با نتایج تجربی قابل قبول است. بیشترین میـزان اخـتلاف نسـبی برابر با ۵/۶۶ درصـد و متوسـط اخـتلاف نسـبی برابـر بـا ۱/۹۶ درصد است که نشان می‌دهد کد شبیه‌سازی استفاده شده در این مطالعه از دقت بالایی برخوردار است.

نتایج و بحث

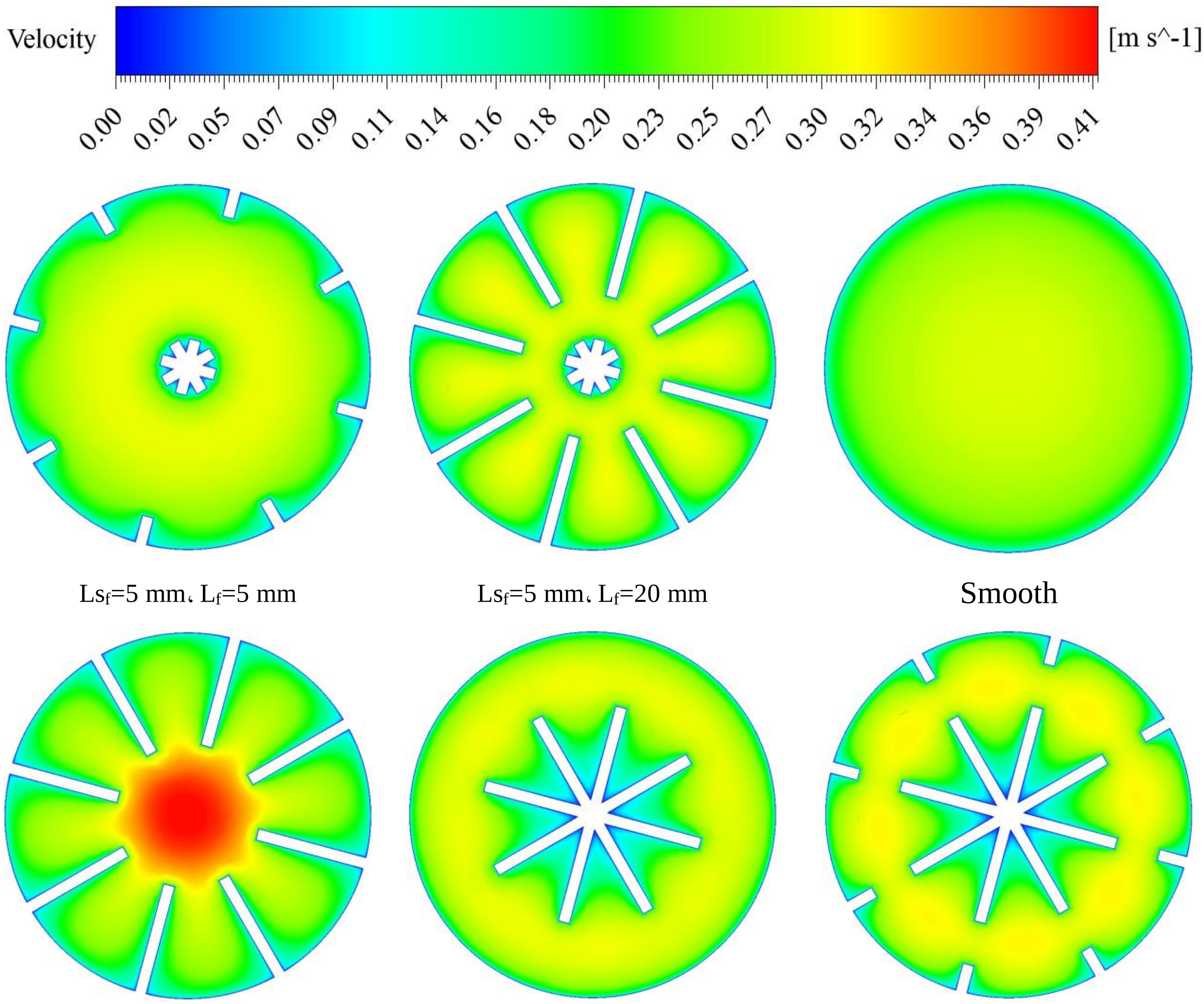
تحلیل و ارزیابی نتایج این مطالعه در ۶ نـوع لولـه جـاذب مختلف و دمای سیال عامل K ۶۰۰ و اعداد رینولـدز ۲×۱۰^{۴} تـا ۱۰^{۵} انجام شده است. در شکل (۵) کانتورهای دمای سیال عامل برای این ۶ نوع لوله جاذب در عدد رینولدز ۱۰^{۵} و دمای سـیال K ۶۰۰ ترسیم شده است. مطابق با شکل (۵) مشاهده مـی‌شـود که با پره‌دار کردن لوله جاذب توزیـع دمـای سـیال تغییـر کـرده است. وجود پره و توربولاتور در داخل لوله جاذب باعث بر هم خوردگی یک‌نواختی سـیال و انتقـال حـرارت بیشـتر از سـمت جداره لوله به سیال عامل می‌شود. از طرفی دیگر افزایش طـول پره‌های داخلی و پره‌هـای توربولاتـور ایـن موضـوع را تشـدید می‌کند. با توجه به اینکـه شـار حرارتـی در بخـش پـایینی لولـه جاذب بسیار بیشتر از بخش بـالایی آن اسـت، قـراردادن پـره و توربولاتور در داخل لوله جاذب ایـن موضـوع را بیشـتر نمایـان می‌کند. در حقیقت پره و توربولاتور باعث می‌شـوند کـه سـیال عامل گرمای بیشتری از لوله جاذب جذب کند که این موضـوع باعث کاهش دمای لوله جاذب مـی‌شـود. در شـکل (۶) توزیـع سرعت سیال در بخش خروجی لوله جاذب برای شـرایط فـوق نشان داده شده است. سرعت سیال خروجی از یک لوله جـاذب پره‌دار و توربولاتوردار بیشتر از لوله جاذب سـاده اسـت. بیشـتر بودن سرعت سیال باعث اختلاط بیشتر جریان و افزایش انتقـال حرارت می‌شود.





Ls_f=0 mm، L_f=20 mm　　Ls_f=20 mm، L_f=0 mm　　Ls_f=20 mm، L_f=5 mm

شکل ۵ توزیع دمای سیال عامل در مقطع خروجی لوله جاذب برای لوله‌های جاذب مختلف در T=600 K و $Re=10^5$



Ls_f=0 mm، L_f=20 mm　　Ls_f=20 mm، L_f=0 mm　　Ls_f=20 mm، L_f=5 mm

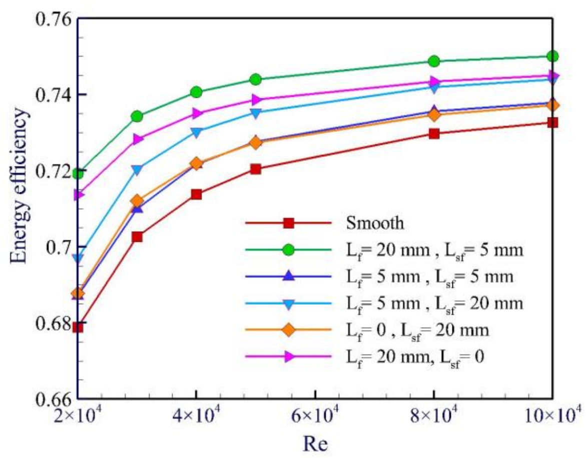
شکل ۶ توزیع سرعت سیال عامل در مقطع خروجی لوله جاذب برای لوله‌های جاذب مختلف در T=600 K و $Re=10^5$

ترکیب پره و توربولاتور این موضوع را تشدید می‌کند. وجود پره داخلی طولی چسبیده به لوله جاذب باعث افزایش سطح انتقال حرارت و متعاقب آن افزایش انتقال حرارت از لوله جاذب به سیال عامل می‌شود. همچنین قرار دادن توربولاتور در مرکز لوله جاذب باعث مخلوط شدن بیشتر سیال و افزایش اغتشاشات می‌شود و این موضوع باعث حرکت سیال گرم از نزدیکی لوله جاذب به سمت مرکز لوله و همچنین باعث تشدید انتقال حرارت می‌شود.

در شکل (۷) بازده انرژی کلکتور برای لوله‌های جاذب ساده، پره‌دار، توربولاتوردار و پره مرکب بر حسب عدد رینولدز نشان داده شده است. همان طور که در شکل (۷) نشان داده شده است. بیشترین مقادیر بازده انرژی مربوط به لوله جاذب پره مرکب با طول پره داخلی بزرگ و طول پره توربولاتور کم (Ls$_f$=5 mm، L$_f$=20 mm) است. پس از آن لوله جاذب پره‌دار داخلی (L$_f$=20 mm، Ls$_f$=0 mm) و کمترین مقادیر بازده انرژی مربوط به لوله جاذب ساده است.

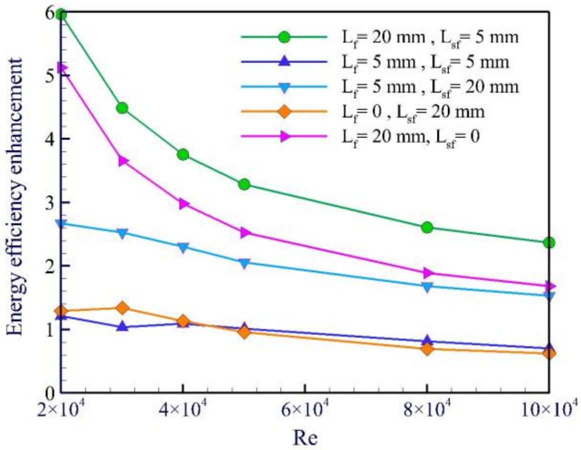
بر اساس این نتایج مشخص می‌شود که در تمامی حالت مورد بررسی هم با پره داخلی و هم توربولاتور و هم ترکیب هردو بازده انرژی کلکتور بیشتر از لوله جاذب ساده است. با این حال بهبودی بازده انرژی با لوله جاذب توربولاتوردار (L$_f$=0 mm، Ls$_f$=20 mm) و لوله جاذب پره مرکب با پره‌های کوتاه (L$_f$=5 mm، Ls$_f$=5 mm) نسبت به لوله جاذب ساده کمتر از دیگر حالات است (شکل ۸). بیشترین افزایش بازده انرژی مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ و برابر با ۵/۹۶ درصد است که در کمترین عدد رینولدز رخ می‌دهد و پس از آن لوله جاذب داخلی با بهبودی ۵/۱۲ درصد قرار دارد. در این عدد رینولدز افزایش بازده انرژی برای پره مرکب با پره‌های توربولاتور بزرگ (L$_f$=5 mm، Ls$_f$=20 mm) نسبت به لوله جاذب ساده ۲/۶۷ درصد است.

از طرفی دیگر مطابق با شکل (۷) برای کلکتور با لوله‌های جاذب مختلف افزایش عدد رینولدز باعث افزایش بازده اگزرژی می‌شود. برای لوله جاذب ساده با افزایش عدد رینولدز از ۱۰۴×۲ به ۱۰۵ بازده انرژی ۷/۹۲ درصد افزایش می‌یابد. این میزان افزایش برای کلکتور با لوله جاذب پره داخلی و توربولاتوردار به ترتیب برابر با ۴/۳۹ و ۷/۲۱ درصد است. با این حال افزایش بازده انرژی با افزایش عدد رینولدز برای لوله جاذب پره مرکب با پره‌های کوتاه، پره داخلی بزرگ و پره توربولاتور بزرگ به ترتیب برابر با ۷/۳۷، ۴/۲۷ و ۶/۷۲ درصد است. این نتایج نشان می‌دهد که بهبود بازده انرژی با افزایش عدد رینولدز در لوله‌های جاذب ساده، توربولاتوردار و پره مرکب با پره‌های کوتاه ملموس‌تر است و بهتر است که در این نوع لوله‌های جاذب کارکرد کلکتور در اعداد رینولدز بالا باشد. از طرفی دیگر در اعداد رینولدز بالا باز هم کلکتور با لوله جاذب پره مرکب، پره‌دار و توربولاتوردار نسبت به لوله جاذب ساده ارجحیت دارد (شکل ۸).

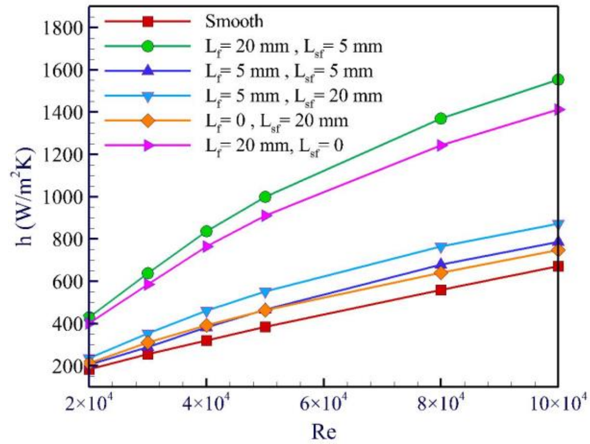


شکل ۷ بازده انرژی کلکتور بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب مختلف ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

در شکل (۹) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و در شکل (۱۰) عدد ناسلت برای کلکتور خورشیدی سهموی خطی با لوله‌های جاذب مختلف بر حسب عدد رینولدز ترسیم شده است. با افزایش عدد رینولدز ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و عدد ناسلت برای تمامی حالات روند افزایشی دارد که این موضوع به طبیعت جریان مغشوش و بیشتر شدن اغتشاشات و متعاقبا افزایش انتقال حرارت مربوط می‌شود. در اغلب مطالعات مربوط به کلکتورهای خورشیدی سهموی خطی با لوله جاذب پره‌دار حاوی سیال‌های عامل مختلف نتایج مشابهی گزارش شده است[40]. از طرفی دیگر بیشترین میزان ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره داخلی بزرگ است و پس از آن لوله جاذب پره داخلی قرار دارد.



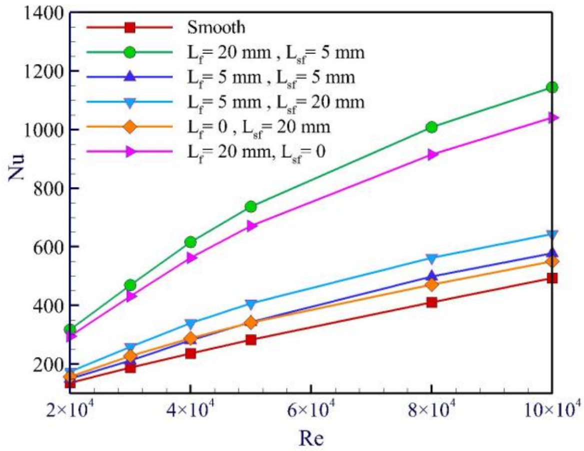
شکل ۸ افزایش بازده انرژی کلکتور بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده



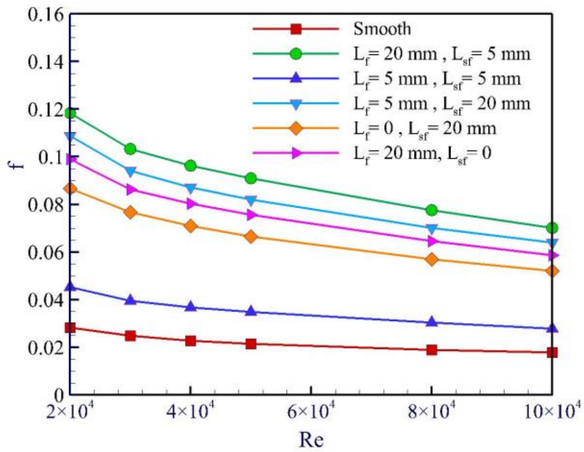
شکل ۹ ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

بیشترین میزان افزایش ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت هنگام استفاده از لوله‌های جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ، پره مرکب با پره‌های کوتاه، پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ، لوله جاذب پره‌دار و لوله جاذب توربولاتوردار به جای لوله جاذب ساده به ترتیب حدود ۱۶۲، ۲۲، ۴۴، ۱۳۹ و ۲۲ درصد است.

در شکل (۱۱) ضریب اصطکاک سیال برای لوله‌های جاذب مختلف بر حسب عدد رینولدز ترسیم شده است. مطابق با شکل (۱۱) مشاهده می‌شود که بیشترین میزان ضریب اصطکاک مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ است و لوله جاذب پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ، لوله جاذب پره داخلی و لوله جاذب توربولاتوردار در رده‌های بعدی قرار دارند. بیشترین و کمترین مقدار افزایش ضریب اصطکاک هنگام استفاده از لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ به جای لوله جاذب ساده به ترتیب ۳۲۲ و ۲۹۲ درصد، پره مرکب با پره‌های کوتاه به ترتیب ۶۲ و ۵۶ درصد، پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ به ترتیب ۲۸۶ و ۲۵۷ درصد، لوله جاذب پره‌دار به ترتیب ۲۱۲ و ۱۹۱ درصد و لوله جاذب توربولاتوردار به ترتیب ۲۵۲ و ۲۲۷ درصد نتیجه شد که مقادیر حداقل افزایش ضریب اصطکاک در بیشترین عدد رینولدز رخ می‌دهد. این نتایج نشان می‌دهد که استفاده از پره، توربولاتور و پره مرکب در داخل لوله جاذب کلکتور خورشیدی سهموی خطی در اعداد رینولدز بالا از دیدگاه هیدرودینامیکی مناسب‌تر است.

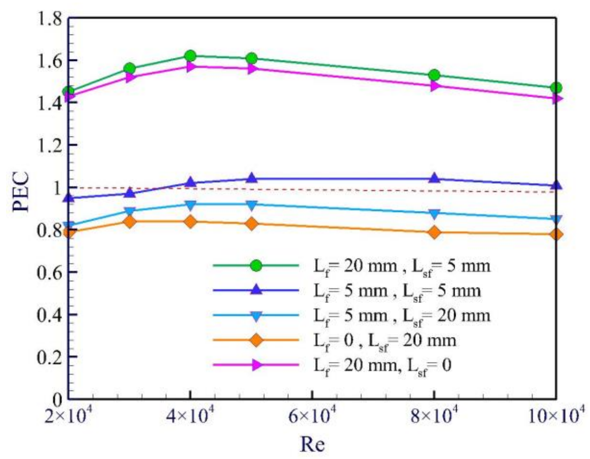


شکل ۱۰ عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب



شکل ۱۱ تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

با توجه به اهمیت مطالعه تغییرات دو پارامتر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در رفتار سیال [41] و [42] و مقایسه آن‌ها با یکدیگر با تعریف پارامتر معیار ارزیابی عملکرد (PEC)، در این مقاله نیز این موضوع برای لوله‌های جاذب مختلف بررسی می‌شود. همان طور که گفته شد معیار ارزیابی عملکرد کلکتورهای خورشیدی در توان پمپاژ ثابت از طریق رابطه (۲۷) محاسبه می‌شود. در حقیقت میزان افزایش انتقال حرارت نسبت به افزایش ضریب اصطکاک لوله پره‌دار و توربولاتوردار نسبت به لوله جاذب ساده ارزیابی می‌شود که این موضوع در شکل (۱۲) برای اعداد رینولدز مختلف ترسیم شده است. بیشترین مقادیر PEC مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ (L_f=20 mm، L_{sf}=5 mm) و در بازه ۱/۴۵ تا ۱/۶۲ و کمترین مقادیر مربوط به لوله جاذب توربولاتوردار (L_{sf}=20 mm، L_f=0 mm) و در بازه ۰/۷۹ تا ۰/۸۴ است.



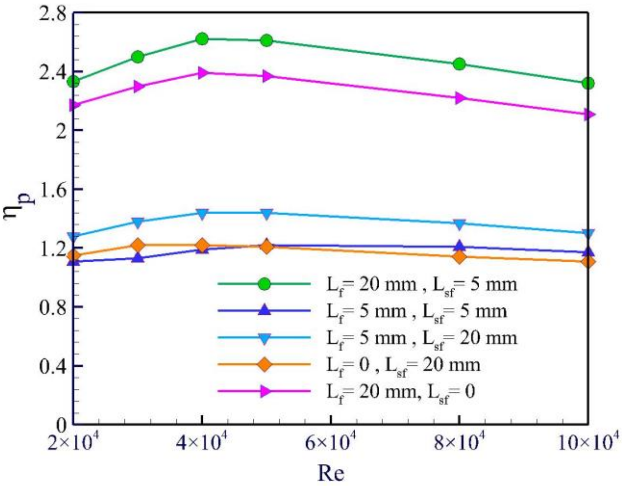
شکل ۱۲ معیار ارزیابی عملکرد بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده

از طرفی دیگر مقادیر PEC برای لوله جاذب پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ (L_f=5 mm، L_{sf}=20 mm) نیز کمتر از ۱ نتیجه شده است. مطابق با این نتایج مشاهده می‌شود که استفاده از توربولاتور با طول پره‌های بزرگ بر اساس این معیار مناسب نیست و باید از توربولاتور با پره‌های کوتاه استفاده شود (شکل ۱۲). مقادیر کمتر از ۱ برای PEC در مطالعات دیگر مرتبط با کلکتورهای خورشیدی سهموی مجهز به لوله جاذب ساده و یا توربولاتوردار نیز گزارش شده است. اگر از یک پره سینوسی شکل با دامنه ۶ میلی‌متر و طول تناوبی ۱۰ میلی‌متر در داخل لوله جاذب کلکتور خورشیدی سهموی استفاده شود معیار ارزیابی عملکرد برای اعداد رینولدز بیشتر از ۲×۱۰۴ و دمای سیال ۶۰۰ K کمتر از ۱ نتیجه می‌شود [15]. با این وجود برای یک پره مستطیل شکل با طول پره ۵ میلی‌متر و ضخامت ۲ میلی‌متر مقدار PEC در همان شرایط حدود ۱/۲۹ گزارش شده است[15]. در مطالعه دیگری که از توربولاتور ستاره‌ای شکل در داخل لوله جاذب استفاده شده است [20]، میزان افزایش ضریب اصطکاک بسیار بیشتر از افزایش عدد ناسلت گزارش شده است. بررسی نتایج این مطالعه [20] نشان می‌دهد که معیار ارزیابی عملکرد با استفاده از پره ستاره‌ای شکل کمتر از ۱ است.

حال اگر معیار ارزیابی عملکرد کلکتور بر اساس رابطه زیر یا η_p که معیار ارزیابی عملکرد حرارتی نامیده می‌شود، بررسی شود نتایج متفاوتی نسبت به شکل قبل حاصل می‌شود.

$$\eta_p = \frac{h_{finned}}{h_{smooth}} \quad (۳۱)$$

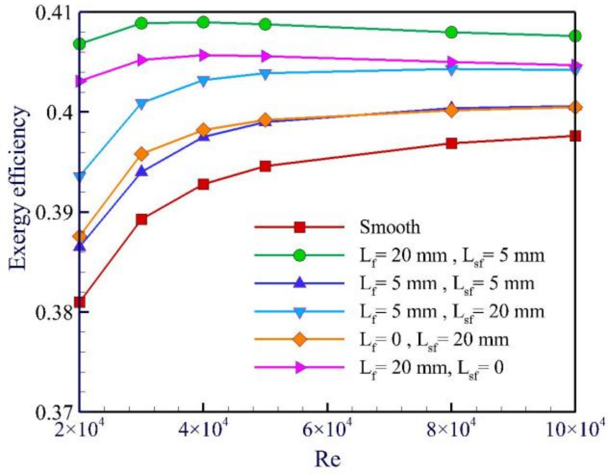
رابطه (۳۱) فقط اثرات انتقال حرارت را در نظر می‌گیرد. مطابق با شکل (۱۳) لوله جاذب پره مرکب با پره داخلی بزرگ دارای مقادیر η_p بیشتری نسبت به دیگر حالات است. در این حالت η_p در بازه ۲/۳۲ تا ۲/۶۲ متغیر است و بیشترین مقدار آن در عدد رینولدز ۴×۱۰۴ اتفاق می‌افتد. کمترین مقادیر η_p نیز تقریبا مربوط به دو حالت لوله جاذب توربولاتوردار و پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ است. این موضوع نشان می‌دهد که در حالتی که طول پره داخلی کم است و یا اصلا وجود ندارد میزان افزایش انتقال حرارت نسبت به لوله جاذب ساده ناچیز است. اگرچه در حالتی که طول پره داخلی کم و طول پره ستاره‌ای زیاد است میزان افزایش انتقال حرارت اندکی بهبود می‌یابد. بر این اساس استفاده از لوله جاذب با پره داخلی با طول زیاد و پره ستاره‌ای با طول کم مناسب‌ترین حالت برای افزایش میزان انتقال حرارت در کلکتور خورشیدی سهموی خطی است.



شکل ۱۳ تغییرات η_p بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده

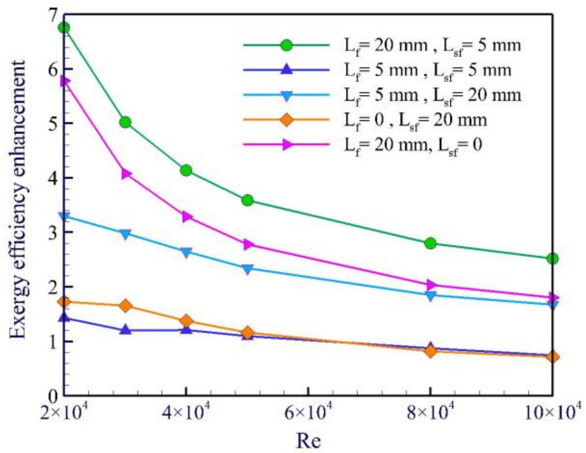
یکی از پارامترهای مهم ارزیابی کلکتورهای خورشیدی بررسی بازده اگزرژی آن‌ها است. در شکل (۱۴) بازده اگزرژی کلکتور برای لوله‌های جاذب مختلف نشان داده شده است. مطابق با شکل (۱۴) بازده اگزرژی کلکتور با لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ در بازده اعداد رینولدز مورد بررسی دارای بیشترین مقادیر است. پس از آن لوله جاذب پره داخلی و لوله جاذب پره مرکب با پره توربولاتور بزرگ قرار دارند. اگرچه مقادیر بازده اگزرژی این دو لوله جاذب اخیر در اعداد رینولدز بالا تقریبا یکسان است.

بر اساس شکل (۱۴) مشاهده می‌شود که به طور کلی با افزایش عدد رینولدز بازده اگزرژی کلکتور افزایش می‌یابد. افزایش بازده اگزرژی با افزایش عدد رینولدز در اغلب مطالعات گذشته مرتبط با کلکتورهای خورشیدی سهموی مجهز به لوله جاذب ساده گزارش شده است[29]. اگرچه در کلکتور سهموی خطی مجهز به لوله جاذب بیضوی شکل کاهش بازده اگزرژی با افزایش عدد رینولدز گزارش شده است [43]. ولی برای لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ و لوله جاذب پره‌دار تغییرات متفاوتی مشاهده می‌شود. بازده اگزرژی با افزایش عدد رینولدز تا $۴×۱۰^۴$ افزایش و سپس کاهش می‌یابد. در واقع برای این دو نوع لوله جاذب عدد رینولدز $۴×۱۰^۴$ یک نقطه بهینه برای کارکرد کلکتور از دیدگاه اگزرژی است.



شکل ۱۴ بازده اگزرژی کلکتور بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب ساده، پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب

در شکل (۱۵) تغییرات افزایش بازده اگزرژی کلکتور برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده ترسیم شده است.



شکل ۱۵ افزایش بازده اگزرژی کلکتور بر حسب عدد رینولدز برای لوله‌های جاذب پره داخلی، توربولاتوردار و پره مرکب نسبت به لوله جاذب ساده

همان طور که در شکل (۱۵) مشاهده می‌شود بیشترین افزایش بازده اگزرژی مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ و در بازه ۲/۵۲ تا ۶/۷۶ است. این میزان بهبودی بازده اگزرژی برای لوله جاذب پره‌دار در بازه ۱/۸ تا ۵/۷۸ و برای لوله جاذب پره مرکب با پره‌های توربولاتور بزرگ در بازه ۱/۶۷ تا ۳/۳ درصد است.

نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر عملکرد انرژی و اگزرژی یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی در ۶ نوع لوله جاذب مختلف به صورت عددی مطالعه شده است. دمای سیال عامل K ۶۰۰ و عدد رینولدز در بازه بازه ۲×۱۰^۴ تا ۲×۱۰^۵ فرض شده است. پس از ارزیابی نتایج مشخص شد که:

۱) بازده انرژی و اگزرژی کلکتور با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد و بیشترین افزایش بازده انرژی و اگزرژی هنگام استفاده از لوله‌های جاذب پره‌دار و توربولاتوردار به‌جای لوله جاذب ساده به ترتیب برابر با ۵/۹۶ و ۶/۷۶ درصد و مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ است.

۲) بیشترین میزان معیار ارزیابی عملکرد برابر با ۱/۶۲ است که مربوط به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ است. همچنین مقادیر PEC برای لوله‌های جاذب مجهز به توربولاتور با پره‌های بزرگ کمتر از ۱ است. این موضوع به نامناسب بودن استفاده از توربولاتور با پره‌های بزرگ در کلکتورهای خورشیدی سهموی خطی اشاره دارد.

۳) بر اساس معیار ارزیابی عملکرد حرارتی استفاده از پره، توربولاتور و ترکیب آن‌ها با اندازه‌های مختلف سودمند است.

۴) عدد رینولدز ۴×۱۰^۴ یک نقطه بهینه کارکردی برای کلکتور خورشیدی سهموی خطی مجهز به لوله جاذب پره مرکب با پره‌های داخلی بزرگ و لوله جاذب پره‌دار است.

واژه نامه

لوله جاذب	Absorber tube
پره مرکب	Combined fin
مقایسه‌ای	Comparative
پوشش	Cover
بازده	Efficiency
پره داخلی	Internal fin
معیار ارزیابی عملکرد	Performance evaluation criteria
ساده	Smooth
توربولاتور ستاره‌ای	Star turbulator
خلأ	Vacuum

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] A. Nikzad, M. Chahartaghi, and M. H. Ahmadi, “Technical, economic, and environmental modeling of solar water pump for irrigation of rice in Mazandaran province in Iran: A case study”, *Journal of Cleaner Production*, vol. 239, p. 118007, (2019). https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.118007

[2] A. L. I. Jabri, M. R. Ansari, and M. Marefat, “Feasibility of the performance of thermal photovoltaic systems in residential units in the climate of four cities of Abadan, Baghdad, Basra, and Tehran in terms of energy saving”, *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 35, no. 3, pp. 33–50, 2023. (In Persian). https://doi.org/10.22067/jacsm.2023.79017.1141

[3] M. S. Barghi Jahromi, M. Iranmanesh and H. Samimi Akhijahani, “Thermo-Economic evaluation of a solar dryer with evacuated heat pipe collector and energy storage”, *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 32, no. 1, pp. 39–58, 2021. (In Persian). https://doi.org/ 10.22067/jacsm.2022.75507.1104

[4] K. Mohammadi, H. Khorasanizadeh, “The potential and deployment viability of concentrated solar power (CSP) in Iran”, *Energy Strategy Reviews*, vol. 24, pp. 358–369, (2019). https://doi.org/10.1016/j.esr.2019.04.008

[5] F. Vahidinia, H. Khorasanizadeh and A. Aghaei, “Energy, exergy, economic and environmental evaluations of a finned absorber tube parabolic trough collector utilizing hybrid and mono nanofluids and comparison”, *Renewable Energy*, vol. 205, pp. 185–199, (2023). https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.01.085

[6] M. S. Mahmoud, A. S. Abbas and A. F. Khudheyer, “Solar parabolic trough collector tube heat transfer analysis with internal conical pin fins,” *Journal of Green Engineering*, vol. 10, no. 10, pp. 7422–7436, (2020).

[7] K. S. Reddy and G. V Satyanarayana, “Numerical study of porous finned receiver for solar parabolic trough concentrator”, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, vol. 2, no. 2, pp. 172–184, (2008). https://doi.org/10.1080/19942060.2008.11015219

[8] Z. Huang, G. L. Yu, Z. Y. Li and W. Q. Tao, “Numerical study on heat transfer enhancement in a receiver tube of parabolic trough solar collector with dimples, protrusions and helical fins”, *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1306–1316, (2015). https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.149

[9] E. Bellos, C. Tzivanidis and D. Tsimpoukis, “Thermal enhancement of parabolic trough collector with internally finned absorbers”, *Solar Energy*, vol. 157, pp. 514–531, (2017). https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.08.067

[10] E. Bellos, C. Tzivanidis and D. Tsimpoukis, “Multi-criteria evaluation of parabolic trough collector with internally finned absorbers”, *Applied Energy*, vol. 205, pp. 540–561, (2017). https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.141

[11] X. Gong, F. Wang, H. Wang, J. Tan, Q. Lai and H. Han, “Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting”, *Solar Energy*, vol. 144, pp. 185–202, (2017). https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.01.020

[12] Z. Huang, Z.-Y. Li, G.-L. Yu and W.-Q. Tao, “Numerical investigations on fully-developed mixed turbulent convection in dimpled parabolic trough receiver tubes”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 114, pp. 1287–1299, (2017). https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.012

[13] A. Laaraba, G. Mebarki, “Enhancing thermal performance of a parabolic trough collector with inserting longitudinal fins in the down half of the receiver tube”, *Journal of Thermal Science*, vol. 29, no. 5, pp. 1309–1321, (2020).

[14] M. Fatouh, N. Saad and A. M. M. Abdala, “Effects of Fins Base Rounding on Heat Transfer Characteristics of Absorber Tube of Parabolic Trough Collector”, *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 48, no. 3, pp. 2851–2871, (2023).

[15] B. Kurşun, “Thermal performance assessment of internal longitudinal fins with sinusoidal lateral surfaces in parabolic trough receiver tubes”, *Renewable Energy*, vol. 140, pp. 816–827, 2019.

[16] J. Gong, J. Wang, P. D. Lund, D. Zhao, J. Xu and Y. Jin, “Comparative study of heat transfer enhancement using different fins in semi-circular absorber tube for large-aperture trough solar concentrator”, *Renewable Energy*, vol. 169, pp. 1229–1241, (2021). https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.12.054

[17] B. Amina, A. Miloud, L. Samir, B. Abdelylah and J. P. Solano, “Heat transfer enhancement in a parabolic trough solar receiver using longitudinal fins and nanofluids”, *Journal of Thermal Science*, vol. 25, no. 5, pp. 410–417, (2016). https://doi.org/10.1007/s11630-016-0878-3

[18] M. S. Khan, M. Yan, H. M. Ali, K. P. Amber, M. A. Bashir, B. Akbar and S. Javad, “Comparative performance

assessment of different absorber tube geometries for parabolic trough solar collector using nanofluid", Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, vol. 142, no. 6, pp. 2227–2241, (2020).

[19] E. Bellos, C. Tzivanidis, "Enhancing the performance of evacuated and non-evacuated parabolic trough collectors using twisted tape inserts, perforated plate inserts and internally finned absorber", *Energies*, vol. 11, no. 5, p. 1129, (2018). https://doi.org/10.3390/en11051129

[20] E. Bellos, C. Tzivanidis, "Investigation of a star flow insert in a parabolic trough solar collector", *Applied Energy*, vol. 224, pp. 86–102, (2018). https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.099

[21] A. Mwesigye, T. Bello-Ochende and J. P. Meyer, "Heat transfer and entropy generation in a parabolic trough receiver with wall-detached twisted tape inserts", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 99, pp. 238–257, (2016). https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.08.015

[22] A. Mwesigye, T. Bello-Ochende and J. P. Meyer, "Numerical investigation of entropy generation in a parabolic trough receiver at different concentration ratios", *Energy*, vol. 53, pp. 114–127, (2013). https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.006

[23] M. Malekan, A. Khosravi and S. Syri, "Heat transfer modeling of a parabolic trough solar collector with working fluid of Fe_3O_4 and CuO/Therminol 66 nanofluids under magnetic field", *Applied Thermal Engineering*, vol. 163, p. 114435, (2019). https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114435

[24] J. A. Duffie, W. A. Beckman and N. Blair, Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind. John Wiley & Sons, (2020).

[25] E. Bellos and C. Tzivanidis, "Thermal analysis of parabolic trough collector operating with mono and hybrid nano fluids", *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 25, pp. 105-115, (2017). https://doi.org/10.1016/j.seta.2017.10.005

[26] E. Bellos, C. Tzivanidis, "Thermal efficiency enhancement of nanofluid-based parabolic trough collectors", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 135, pp. 579-608, (2018). https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114435

[27] O. Behar, A. Khellaf, and K. Mohammedi, "A novel parabolic trough solar collector model–Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES)", *Energy Conversion and Management*, vol. 106, pp. 268–281, (2015). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.09.045

[28] M. Shafiey Dehaj, M. Mirzaei, and M. Zamani Mohiabadi, "Numerical and Experimental Investigation on the Parabolic Dish SolarConcentrator," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 32, no. 1, pp. 17–38, 2021. (In Persian).https://doi.org/10.22067/JACSM.2021.56667.0.

[29] F. Vahidinia, H. Khorasanizadeh and A. Aghaei, "Comparative energy, exergy and CO_2 emission evaluations of a LS-2 parabolic trough solar collector using Al2O3/SiO2-Syltherm 800 hybrid nanofluid", *Energy Conversion and Management*, vol. 245, pp. 114596, (2021). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114596

[30] T. L. Bergman, A. Lavine, F. P. Incropera and D. P. Dewitt, Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons New York, (2017).

[31] W. C. Swinbank, "Long-wave radiation from clear skies", *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, vol. 89, no. 381, pp. 339–348, (1963).https://doi.org/10.1002/qj.49708938105

[32] S. C. Mullick and S. K. Nanda, "An improved technique for computing the heat loss factor of a tubular absorber", *Solar Energy*, vol. 42, no. 1, pp. 1–7, (1989). https://doi.org/10.1016/0038-092X(89)90124-2

[33] A. Mwesigye, J. P. Meyer, "Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios", *Applied Energy*, vol. 193, pp. 393–413, (2017). https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.02.064

[34] R. Forristall, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver", (2003).

[35] M. R. Kalateh, A. Kianifar and M. Sardarabadi, "Experimental study and numerical modeling of the effect of utilizing selected twisted tape insert on the performance of thermal photovoltaic system", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 33, no. 2, pp. 1–22, (2022). (In Persian). https://doi.org/10.22067/JACSM.2022.74538.1083

[36] R. Petela, "Exergy of undiluted thermal radiation", *Solar Energy*, vol. 74, no. 6, pp. 469–488, (2003). https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00226-3

[37] A. Dowtherm, "Heat transfer fluid", Productive Technolgy data, (1997).

[38] X. Song, G. Dong, F. Gao, X. Diao, L. Zheng and F. Zhou, "A numerical study of parabolic trough receiver with nonuniform heat flux and helical screw-tape inserts", *Energy*, vol. 77, pp. 771–782, (2014). https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.09.049

[39] V. E. Dudley et al., "Test results: SEGS LS-2 solar collector", Sandia National Lab, Albuquerque, NM (United States), (1994).

[40] M. Zaboli, S. S. M. Ajarostaghi, S. Saedodin and B. Kiani, "Hybrid nanofluid flow and heat transfer in a parabolic trough solar collector with inner helical axial fins as turbulator", *European Physical Journal . Plus*, vol. 136, no. 8, p. 841, (2021). https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-01807-z

[41] F. Vahidinia, M. Miri and B. Keshtegar, "Study of entropy generation and evaluation statistical heat transfer properties in turbulent flow", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 29, no. 1, pp. 63–80, (2017). (In Persian). https://doi.org/10.22067/FUM-MECH.V29I1.59586.

[42] F. Vahidinia, G. A. Sheikhzadeh, "The Friction Factor of Turbulent Flow of the Base Fluid and Nanofluid in the Statistical Approach", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 31, no. 1, pp. 39–58, (2020). (In Persian). https://doi.org/10.22067/FUM-MECH.V31I1.81926.

[43] H. K. Pazarlıoğlu, R. Ekiciler, K. Arslan and N. A. M. Mohammed, "Exergetic, Energetic, and entropy production evaluations of parabolic trough collector retrofitted with elliptical dimpled receiver tube filled with hybrid nanofluid", *Applied Thermal Engineering*, vol. 223, p. 120004, (2023). https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120004